

ОПЕРАТИВНОЕ СОГЛАСОВАНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ И ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА

А. Л. Сергеев¹,

доцент, канд. техн. наук,

Н. Н. Трушин²,

профессор, д-р техн. наук,

¹Курганский государственный университет, Курган

²Тульский государственный университет, Тула

Аннотация. Рассматривается техническое решение, предусматривающее оперативное изменение нагрузочной способности трансмиссии самоходной машины, оснащенной гидромеханической передачей с гидротрансформатором. Предлагается между двигателем и гидротрансформатором устанавливать согласующий ступенчатый редуктор, позволяющий в процессе движения самоходной машины изменять свойства трансмиссии в зависимости от изменяющихся условий эксплуатации самоходной машины. Представлены кинематические схемы согласующего устройства, выполненного в виде трехступенчатой планетарной коробки передач с двумя степенями свободы.

Ключевые слова: самоходная машина, гидромеханическая передача, гидротрансформатор, согласующий редуктор.

ADJUSTIBLE ENGINE AND HYDRODINAMIC TORQUE CONVERTER MATCHING

Abstract. The study offers a design solution for online capacity adjustment of hydrodynamic torque converter powertrains. It is proposed to install a multistage matching gearbox between the engine and the torque converter to adjust the powertrain properties on the move depending on the current operating conditions. We propose the matching device arrangement. It is a three-stage planetary gearbox with two DOFs. The solution can be used in buses, trucks, tractors, diesel locomotives, etc. that operate in a wide range of external loads.

Keywords: self-propelled vehicle, hydromechanical transmission, torque converter, capacity adjustment.

В трансмиссиях легковых и грузовых автомобилей, автобусов, подъемно-транспортных и строительно-дорожных машин, сельскохозяйственных и промышленных тракторов, железнодорожных локомотивов широко применяются гидромеханические передачи (ГМП), оснащенные гидротрансформаторами [1–6]. Содержание научных публикаций, результаты патентных исследований и анализа конструкций ГМП с гидротрансформаторами показывают, что они достигли высокого уровня технического совершенства. Однако такие приводы имеют сравнительно низкий КПД на режиме трансформации вращающего момента по сравнению с механическими трансмиссиями, что обусловлено отсутствием жесткой связи между входом и выходом гидротрансформатора. Поэтому для улучшения эксплуатационных свойств ГМП и оснащаемых ими самоходных машин необходимы исследования по созданию более эффективных конструкций и алгоритмов управления трансмиссией.

Условия эксплуатации самоходных машин изменяются в чрезвычайно широких пределах.

На условия эксплуатации влияют такие факторы, как конструкция самоходной машины и технологии изготовления ее агрегатов, полезная нагрузка, дорожные, климатические и метеорологические условия, квалификация и опыт водителя. В связи с этими обстоятельствами проблемам улучшения эксплуатационных свойств автомобилей и иных транспортных машин посвящено большое количество научных исследований и практических работ. Так, например, проблематика улучшения тяговой динамики и топливной экономичности автотранспортных средств рассматривается в отечественных и зарубежных монографиях [7–11].

Работа ГМП и связанные с ней особенности функционирования существенно отличаются от обычных механических передач. Наиболее важным и определяющим при этом является согласование характеристик двигателя и гидротрансформатора. Обеспечение самоходной машине с ГМП высоких тяговых качеств и хорошей топливной экономичности, связано с оптимальным согласованием работы двигателя и гидротрансформатора. Методики проектного согласования характеристик

двигателей и гидротрансформаторов достаточно широко рассмотрены в научных и учебных изданиях, например, в [12–15].

Выбор режимов совместной работы двигателя и гидротрансформатора представляет собой сложную задачу и требует комплексных решений, поскольку приходится решать две противоречащие друг другу задачи — обеспечить наиболее полное использование мощности двигателя при хорошей топливной экономичности. Это обусловлено тем, что частоты вращения двигателей внутреннего сгорания, соответствующие максимальной мощности и минимальному расходу топлива, не совпадают ни у бензиновых, ни у дизельных двигателей. Каждое из этих условий выполняется на вполне определенных частотах вращения коленчатого вала двигателя.

Как правило, параметры гидротрансформатора выбираются исходя из среднестатистических условий работы трансмиссии. Однако разнообразные условия эксплуатации самоходных машин требуют оперативного изменения нагрузочной способности гидротрансформатора в процессе работы. При выборе совместной работы двигателя и гидротрансформатора возможны различные варианты совмещения их характеристик. Так, например, для получения хорошей экономичности при установившемся движении в хороших дорожных условиях целесообразно так называемые обороты входа n_{10} , которые развивает двигатель и насос гидротрансформатора при полной подаче топлива и неподвижной турбине, выбрать как можно ниже. В этом случае уменьшается скольжение при работе комплексного гидротрансформатора на режиме гидромукты, повышается КПД гидropередачи и уменьшается тепловыделение. Наоборот, для быстрого разгона и лучшего использования мощности двигателя обороты входа желательно выбирать как можно выше. Высокие значения оборотов входа могут быть также востребованы при движении автомобиля в неблагоприятных дорожных условиях и в условиях бездорожья.

В работах были представлены результаты компьютерного моделирования тягово-динамических и топливно-экономических показателей городского автобуса с ГМП [16; 17]. Исследования показали, что для ГМП городских автобусов обороты входа n_{10} варьируются в пределах от 0,5 до 0,85 от величины оборотов двигателя на режиме максимальной мощности в зависимости от типа двигателя. Для бензиновых двигателей эта величина должна составлять 0,5–0,75 (относительное изменение — 33 %), а для дизельных — 0,75–0,85

(относительное изменение — 12 %). Причем чем больше удельная мощность двигателя, тем эта величина должна быть ближе к своему верхнему пределу. При этом следует также учитывать и некоторые дополнительные обстоятельства. Так, чтобы шумность двигателя была меньше, величина n_{10} должна быть возможно меньшей. В тех же исследованиях отмечается, что на динамику и топливную экономичность городского автобуса при разгоне совмещение характеристик двигателя и гидротрансформатора влияет больше, чем выбор моментов переключения передач. Причем влияние этих факторов проявляется в большей или меньшей степени в зависимости от загруженности и условий движения автобуса. Аналогичные обстоятельства в той или иной степени характерны и для других самоходных машин, эксплуатация которых происходит в широком диапазоне нагрузок как в хороших, так и в неблагоприятных дорожных условиях.

Оптимальное согласование характеристик двигателя и гидротрансформатора осуществляется либо при варьировании параметров гидротрансформатора, либо с помощью согласующего редуктора с определенным передаточным числом. Методика расчета согласующего редуктора ГМП рассмотрена, в частности, в [11]. Так, например, в карьерных самосвалах БелАЗ с различной грузоподъемностью сопряжение унифицированной гидropередачи с двигателями разной мощности осуществляется посредством согласующих редукторов с разными передаточными числами [18].

В случае использования непрозрачных или малопрозрачных гидротрансформаторов проектировщик добивается, чтобы нагрузочная кривая гидротрансформатора, соответствующая его максимальному КПД, пересекла кривую внешней характеристики двигателя в точке максимальной мощности. При этом заведомо совмещены режимы максимальной мощности двигателя и максимального КПД гидротрансформатора. Однако конкретному значению активного диаметра трансформатора или передаточного числа согласующего редуктора соответствует определенное и единственное значение n_{10} . Но, с другой стороны, исходя из разнообразия условий эксплуатации самоходных машин, было бы полезно иметь не одну, а несколько точек совместной работы двигателя и гидротрансформатора.

Таким образом, приемлемые технико-экономические показатели могут быть получены при гибком согласовании характеристик двигателя и гидротрансформатора под конкретные условия

эксплуатации. Как вариант решения данной задачи предлагается устанавливать между двигателем и гидротрансформатором согласующий редуктор с переменным передаточным числом. Управление таким ступенчатым согласующим редуктором может быть обеспечено гидравлической системой и электронным блоком управления ГМП. Ориентировочный диапазон передаточных чисел для такого согласующего редуктора — от 0,75 до 1,25.

На рис. 1 и 2 представлены варианты кинематической схемы ГМП с согласующими редукторами с переменным передаточным числом. Согласующие редукторы представляют собой трехступенчатые планетарные коробки передач с двумя степенями свободы, которые соединяются с блокируемыми комплексными гидротрансформаторами (на схемах обозначены: Н — насосное колесо, Т — турбинное колесо, Р — реактор, МСХ — механизм свободного хода). Блокировка гидротрансформатора осуществляется фрикционной муфтой Ф2.

Каждый согласующий редуктор содержит два планетарных ряда типа 2К-Н. Управление редуктором осуществляется тремя элементами управления: фрикционной муфтой Ф1 и тормозами ТМ1 и ТМ2. Тормоз ТМ1 включает повышающую передачу редуктора ($i < 1$), а тормоз ТМ2 — понижающую передачу ($i > 1$). Фрикционная муфта Ф1 в первом варианте кинематической схемы блокирует согласующий редуктор ($i = 1$), и гидротрансформатор непосредственно соединяется с двигателем. Во втором варианте активная фрикционная муфта Ф1 непосредственно соединяет гидротрансформатор с валом двигателя, минуя согласующий редуктор. Таким образом, согласующие редукторы с данными кинематическими схемами обеспечивают, кроме передаточного числа, равного 1, повышающее передаточное число в диапазоне 0,75–0,85 и понижающее передаточное число из диапазона 1,15–1,25.

Если внутреннее передаточное отношение планетарного ряда равно -4 ($u = -4$), то передаточные отношения согласующего редуктора для повышающей и понижающей ступеней будут равны $i = 4/5 = 0,8$ и $i = 5/4 = 1,25$ соответственно. Для внутреннего передаточного отношения планетарного

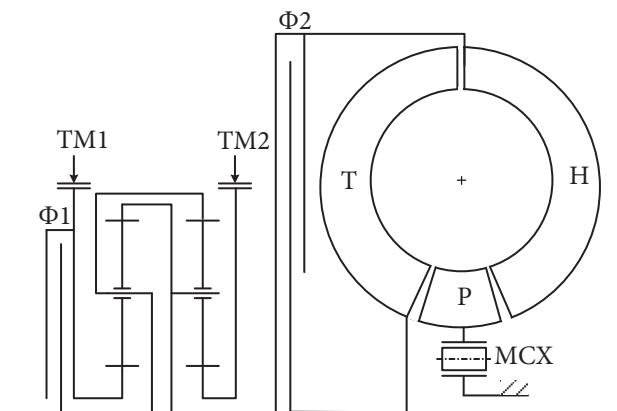


Рис. 1. Первый вариант кинематической схемы ГМП с регулируемым согласующим редуктором

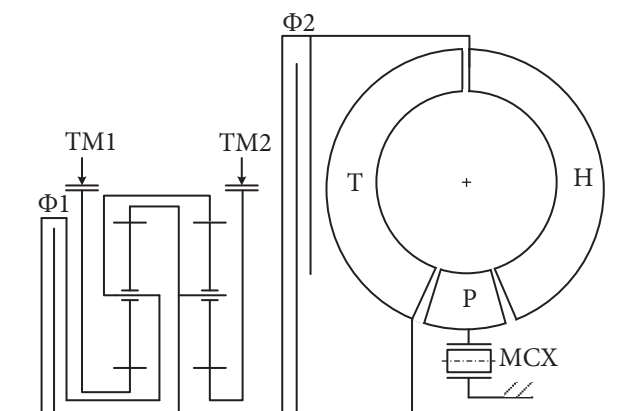


Рис. 2. Второй вариант кинематической схемы ГМП с регулируемым согласующим редуктором

ряда $u = -5$ имеем соответственно $i = 5/6 = 0,833$ и $i = 6/5 = 1,2$.

Предлагаемое техническое решение может быть применено главным образом в трансмиссиях относительно тихоходных, крупных и тяжелых колесных и гусеничных самоходных машин, работающих в условиях широкого изменения внешних нагрузок: автобусы средней и большой вместимости, тяжелые грузовые автомобили и тягачи, карьерные самосвалы, тракторы, тепловозы и других. Для более быстроходных легковых автомобилей и автобусов малой вместимости с ГМП, эксплуатация которых происходит главным образом в благоприятных условиях, установка регулируемого согласующего редуктора перед гидротрансформатором может потребовать дополнительных исследований и обоснований.

Список литературы

1. Гидродинамические передачи: Проектирование, изготовление и эксплуатация / Б. А. Гавриленко, И. Ф. Семичастанов и др. М. : Машиностроение, 1980. 219 с.
2. Сергеев Л. В., Кадобнов В. В. Гидромеханические трансмиссии быстроходных гусеничных машин. М. : Машиностроение, 1980. 200 с.
3. Косенков А. А. Устройство автоматических коробок передач и трансмиссий. Ростов н/Д : Феникс, 2003. 416 с.

4. Харитонов С. А. Автоматические коробки передач. М. : Астрель ; АСТ, 2003. 479 с.
5. Нарбут А. Н. Гидромеханические передачи автомобилей : учеб. пособие. М. : ООО «Гринлайт+», 2010. 192 с.
6. Баловнев В. И., Данилов Р. Г. Автомобили и тракторы : кратк. справочник. М. : Изд. центр «Академия», 2008. 384 с.
7. Токарев А. А. Топливная экономичность и тягово-скоростные качества автомобиля. М. : Машиностроение, 1982. 224 с.
8. Высоцкий М. С. Бельский Ю. Ю., Московкин В. В. Топливная экономичность автомобилей и автопоездов. Минск : Наука и техника, 1984. 208 с.
9. Топливная экономичность автомобилей с бензиновыми двигателями / Т. У. Асмус и др. ; под ред. Д. Хиллиарда, Дж. С. Спрингера ; пер. с англ. А. М. Васильева ; под ред. А. В. Кострова. М. : Машиностроение, 1988. 504 с.
10. Тягово-скоростные характеристики и топливная экономичность автомобиля. Теория и практика / В. В. Московкин и др. М. : Металлургиздат, 2012. 203 с.
11. Волков Е. В. Тяговая динамика и топливная экономичность автомобиля. Хабаровск : Изд-во ТОГУ, 2016. 179 с.
12. Проектирование трансмиссий автомобилей : справочник / А. И. Гришкевич, Б. У. Бусел, Г. Ф. Бутусов и др. ; под общ. ред. А. И. Гришкевича. М. : Машиностроение, 1984. 268 с.
13. Автомобили: Машины большой единичной мощности : учеб. пособие / М. С. Высоцкий, А. И. Гришкевич, А. В. Зотов и др. ; под ред. М. С. Восоцкого, А. И. Гришкевича. Минск : Выш. шк., 1988. 160 с.
14. Стесин С. П., Яковенко Е. А. Лопастные машины и гидродинамические передачи : учебник. М. : Машиностроение, 1990. 240 с.
15. Нарбут А. Н. Гидродинамические передачи : учебник. М. : КНОРУС, 2013. 176 с.
16. Сергеев А. Л. Городской автобус: согласование характеристик гидротрансформатора // Автомобильная промышленность. 1995. № 3. С. 15–17.
17. Улучшение эксплуатационных свойств транспортных машин и их элементов : отчет о НИР (заключ.): № 259 / Курганский государственный университет ; рук. Г. Н. Шпитко; исполн. С. С. Гулезов и др. Курган, 2015. 209 с. № ГР 01201153464.
18. Автомобили-самосвалы БелАЗ-7522, —7523, —7540, —75232, одноосный тягач БелАЗ-7422 и их модификации : руководство по эксплуатации 7522–3902015РЭ. Минск : Полымя, 1989. 288 с.